

ANALISA SIMULASI KERUSAKAN *IMPELLER* PADA POMPA SENTRIFUGAL AKIBAT KAVITASI

Rosid^{1,*}, Jojo Sumarjo²

^{1,2}Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Singaperbangsa Karawang, Jl. HS Ronggowaloyo
Telukjambe Timur Karawang, 41361

*E-mail: rosid.eng80@gmail.com

Diterima: 05-10-2017

Direvisi: 07-11-2017

Disetujui: 01-12-2017

ABSTRAK

Pompa sentrifugal merupakan peralatan yang banyak digunakan pada berbagai macam aplikasi industri dan beberapa sektor lain. Pompa bekerja dengan mengkonversi energi mekanik menjadi energi kinetik atau tekan. Tekanan pada pompa meningkat pada tekanan rendah (lebih rendah dari tekanan atmosfer). Penelitian ini adalah untuk mengetahui Analisa terjadinya kavitasi pada proses penjernihan air di *Unit Water Treatment* Pada PT. XXX di Karawang. Analisa dilakukan pada pompa sentripugal untuk menghitung kecepatan pipa hisap, kecepatan pipa tekan dan menghitung *Net Positive Suction Head* (NPSH) untuk menentukan apakah pompa yang bekerja dipengaruhi oleh kavitasi dan menganalisa kecepatan dengan simulasi software *Solidworks*. Membuat pemodelan dan simulasi komputer dari mekanisme kecepatan pipa hisap dan kecepatan pipa tekan dengan Sofwar *Solidworks*. Menghitung head losses pada pipa hisap dan head losses pada pipa tekan. Menghitung *Net Positive Suction Head* (NPSH) untuk menentukan apakah pompa yang bekerja dipengaruhi oleh Kavitasi. Penelitian ini diharapkan dapat memberikan informasi dan kaji ulang bagi industri yang menggunakan pompa sentrifugal untuk desain pipa hisap dan pipa tekan untuk mengurangi kerusakan pada impeler akibat kavitasi. Sebagai bahan referensi bagi pengguna pompa sentripugal untuk redesain impeler. NPSH yang tersedia adalah 2,13 dan NPSH yang diperlukan 0,5 sehingga terhindar dari kavitasi dikarenakan nilai NPSH yang tersedia lebih besar dari nilai NPSH yang diperlukan.

Kata kunci: *Water Treatment Plant* (WTP), Kavitasi, Pompa sentrifugal, *head losses*, *Net Positive Suction Head*

ABSTRACT

Centrifugal pumps are widely used equipment in a variety of industrial applications and some other sectors. The pump works by converting mechanical energy into kinetic energy or press. Pressure at the pump increases at low pressure (lower than atmospheric pressure). This research is to know the analysis of cavitation on water purification process at Unit Water Treatment At PT. XXX in Karawang. The analysis was performed on the centrifugal pump to calculate the speed of the suction pipe, the speed of the compressive pipe and calculate the Net Positive Suction Head (NPSH) to determine whether the pump worked by cavitation and analyze the speed with the Solidworks sofwar simulation. Creating computer modeling and simulation of suction pipe speed mechanism and speed of pipe press with Sofwar Solidworks. Counting head losses on suction pipe and head losses on press pipes. Calculate the Net Positive Suction Head (NPSH) to determine whether the pump that works is affected by Cavitation. This study is expected to provide information and reviews for industries using centrifugal pumps for the design of suction pipes and press pipes to reduce damage to impeller due to cavitation. As reference material for the user of centrifugal pump for redesign of impeller. Available NPSH is 2.13 and NPSH is required 0.5 to avoid cavitation due to the available NPSH value greater than required NPSH value.

Keywords: *Water Treatment Plant* (WTP), Cavitation, Sentrifugal pump, *head losses*, *Net Positive Suction Head*

PENDAHULUAN

Pompa sentrifugal merupakan peralatan yang banyak digunakan pada berbagai macam aplikasi industri dan beberapa sektor lain. Pompa bekerja dengan mengkonversi energi mekanik menjadi tekanan dan atau energi kinetik[3]. Tekanan pada pompa meningkat dengan menghasilkan bagian dengan tekanan rendah (lebih rendah dari tekanan atmosfer) pada bagian sisi hisap pompa dan tekanan tinggi pada bagian keluaran pompa[5]. Oleh karena rendahnya tekanan hisap maka fluida mengalir ke pompa dari reservoir. Fluida masuk secara axial melalui lubang hisap pada tengah pompa kemudian fluida tersebut berputar bersama dengan putaran sudu/impeler pompa. Kaitannya mengenai desain dan prediksi unjuk kerjanya, masih merupakan hal yang perlu dikembangkan dan diteliti karena pada pompa sentrifugal terdapat banyak parameter geometri bebas. disisi lain jika didesain dan diteliti secara eksperimental akan membutuhkan waktu yang lama dan biaya yang signifikan karena dengan sedikit perubahan pada impeler berdampak pada perubahan head maupun efisiensi pompa tersebut. Atas beberapa pertimbangan tersebut maka beberapa desainer mengembangkan penelitian secara simulasi numerik yang sering disebut sebagai *Computational Fluid Dynamics* (CFD). CFD dapat menghasilkan informasi yang akurat pada kondisi fluida yang berada di dalam mesin, dan juga dapat membantu desainer mendapatkan evaluasi unjuk kerja secara teliti pada obyek sehingga dengan penelitian menggunakan CFD pada pompa sentrifugal dapat diketahui unjuk kerja pompa baik head maupun efisiensinya. Head dan efisiensi pompa dipengaruhi oleh beberapa faktor antara lain jumlah impeler dan sudut impelernya[2]. [6] Meneliti tentang pengaruh jumlah impeler dengan variasi 5, 6, dan 7 impeler terhadap *head coefficient* dan efisiensi pada pompa sentrifugal. Dari penelitian tersebut didapatkan bahwa pada head coefficient terbesar didapat pada pompa sentrifugal dengan jumlah impeler 7. Sementara itu, efisiensi optimal didapat dengan jumlah impeler 5 dan 7. Hasil yang hampir sama juga diungkapkan oleh [4] dimana pompa sentrifugal dengan variasi jumlah impeler 4, 5, 6, dan 7 memiliki head

dan efisiensi tertinggi pada jumlah impeler 7 [7]. Penelitian ini dilakukan pada pompa sentrifugal untuk menghitung kecepatan pipa hisap, kecepatan pipa tekan dan menghitung *Net Positive Suction Head* (NSPH) untuk menentukan apakah pompa yang bekerja dipengaruhi oleh kavitasi serta analisa kecepatan dengan simulasi *software Solidworks*.

Tujuan penelitian ini adalah:

1. Membuat pemodelan dan simulasi komputer dari mekanisme kecepatan pipa hisap dan kecepatan pipa tekan dengan *Softwar Solidworks*.
2. Menghitung head losses pada pipa hisap dan head losses pada pipa tekan. Menghitung *Net Positive Suction Head* (NSPH) untuk menentukan apakah pompa yang bekerja dipengaruhi oleh Kavitasi

Pada sistem pemipaan yang menggunakan pompa sentrifugal sangat mungkin terjadi kavitasi yang dipengaruhi oleh kecepatan aliran dan perbedaan penampang yang menyebabkan terjadinya penurunan tekanan sampai turun di bawah tekanan uap jenuhnya sehingga menyebabkan terjadinya fenomena yang disebut kavitasi[10]. Kavitasi adalah peristiwa terbentuknya gelembung-gelembung uap di dalam cairan yang dipompa akibat turunnya tekanan cairan sampai di bawah tekanan uap jenuh cairan pada suhu operasi pompa. Gelembung uap yang terbentuk dalam proses ini mempunyai siklus yang sangat singkat[1]. Mulai terbentuknya gelembung sampai gelembung pecah hanya memerlukan waktu sekitar 0,003 detik. Gelembung ini akan terbawa aliran fluida sampai akhirnya berada pada daerah yang mempunyai tekanan lebih besar dari pada tekanan uap jenuh cairan[10]. Pada daerah tersebut gelembung tersebut akan pecah dan akan menyebabkan *shock* pada dinding dekatnya. Cairan akan masuk secara tiba-tiba ke ruangan yang terbentuk akibat pecahnya gelembung uap tadi sehingga mengakibatkan tumbukan[2]. Gejala kavitasi yang timbul pada pompa biasanya ada suara berisik dan getaran, unjuk kerjanya menjadi turun, kalau dioperasikan dalam jangka waktu lama akan terjadi kerusakan pada permukaan dinding saluran.

Pompa sentrifugal mempunyai sifat-sifat teknis yang harus dipenuhi agar dapat beroperasi dengan baik. Salah satu permasalahan yang sering terjadi pada pompa tipe ini adalah gagalnya pompa dalam proses priming, sehingga pompa tidak bisa mengisap dan akhirnya gagal pemompaan serta menyebabkan kerusakan pada bagian-bagian pompa[8,9].

- a. Beberapa penyebab kavitasi pada pompa sentripugal diantaranya :
 1. Vaporation (penguapan)
 2. Air Ingestion (masuknya udara luar kedalam system)
 3. Internal recirculation (sirkulasi balik di dalam system)
 4. *Turbulance* (pergolakan aliran)
 5. *Vane passing syndrome*
- b. Tanda – tanda terjadinya kavitasi pada pompa;
 1. Terjadi suara ketukan pada pompa, bunyi ini bisa terjadi terus menerus atau terputus – putus tergantung tingkat kavitasi dan kerusakan yang terjadi di dalam pompa.
 2. Terjadi getaran berlebihan pada pompa dan sistem saluran
 3. Terjadi penurunan volume aliran dan tekanan pada pompa, hal ini mudah terlihat ketika motor penggerak pompa dinaikan putarannya tapi tidak terjadi peningkatan volume aliran keluar pompa.

Cara menghindari proses kavitasi yang paling tepat adalah dengan memasang instalasi pompa dengan *Net Positive Suction Head* (NPSH) yang tersedia lebih besar dari pada NPSH yang diperlukan. NPSH yang tersedia bisa diusahakan oleh pemakai pompa sehingga nilainya lebih besar dari NPSH yang diperlukan[3].

METODE PENELITIAN

Data Penelitian

Secara umum data dikelompokkan menjadi dua, yaitu data primer dan data sekunder. Data primer adalah data yang dikumpulkan secara langsung melalui pengamatan, pencatatan, pengukuran, maupun wawancara langsung dengan narasumber terpercaya. Sedangkan data sekunder adalah data yang diperoleh dari hasil pencatatan,

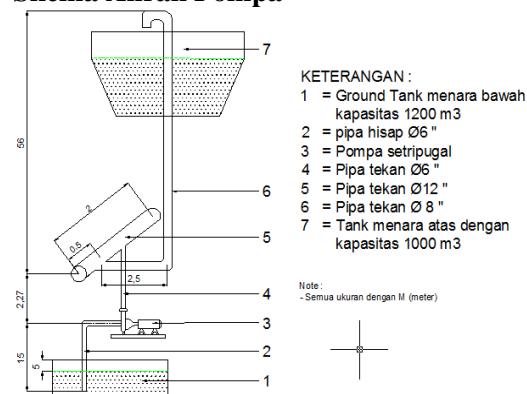
pengukuran, penyelidikan, maupun kegiatan-kegiatan lain yang dilakukan oleh pihak lain atau instansi-instansi yang terkait termasuk juga di dalamnya adalah laporan-laporan penyelidikan atau laporan kegiatan dari suatu studi instansi yang ada.

Data Penelitian

Spesifikasi Pompa Sentrifugal

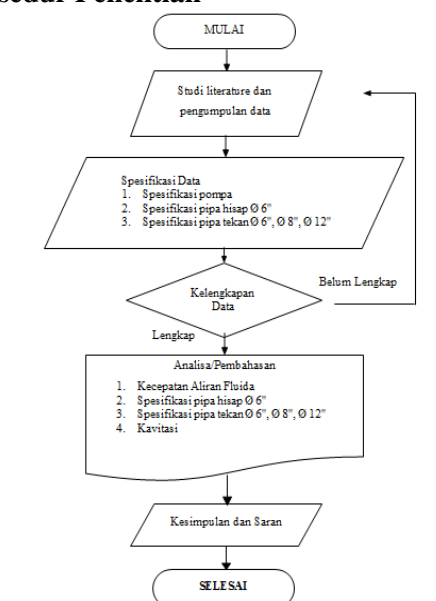
1. Merek pompa : Thorishima Pump
2. Type & size : ETA – N125 x 100 – 2001
3. Product : TS 118851
4. Daya : 44,16 Kw
5. Kapasitas pompa : 50 L/s = 50 x 1000 = 0,05 m^3/s
6. Putaran pompa : 2900 Rpm

Skema Aliran Pompa



Gambar 1. Skema 2D aliran pompa yang berada di menara

Prosedur Penelitian

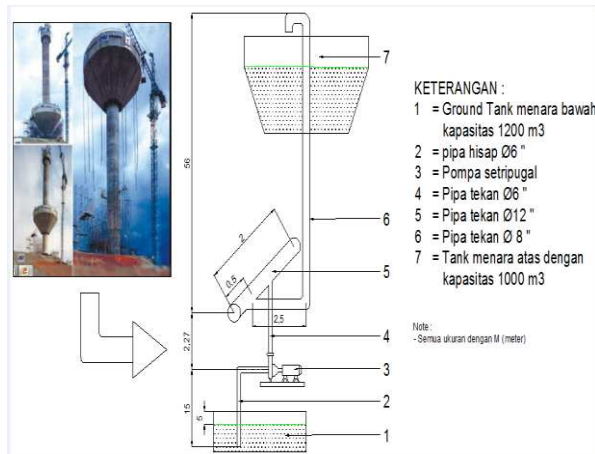


Gambar 2. Bagan Alir Penelitian

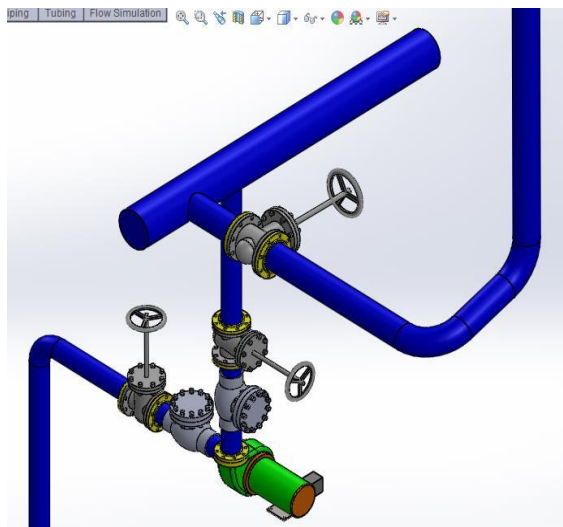
HASIL DAN PEMBAHASAN

Analisa Pengamatan Dilapangan

Data pengamat yang dilakukan dalam penelitian proses terjadinya kavitasi ini di area bawah *bowl* menara PT. XXX setinggi 58 m. Tepatnya pada impeler isap pompa sentripugal dengan hasil pengamatan yang dilakukan diantaranya;



Gambar 3. Menara Distribusi Air Bersih



Gambar 4. Skema 3D aliran pompa yang berada di menara

Kecepatan Aliran Pada Pipa Hisap Ø 6 "

Kecepatan aliran pada hisap ditentukan dengan menggunakan persamaan kontinuitas yaitu:

$$Vs1 = \frac{Q}{A} \quad (1)$$

Dimana :

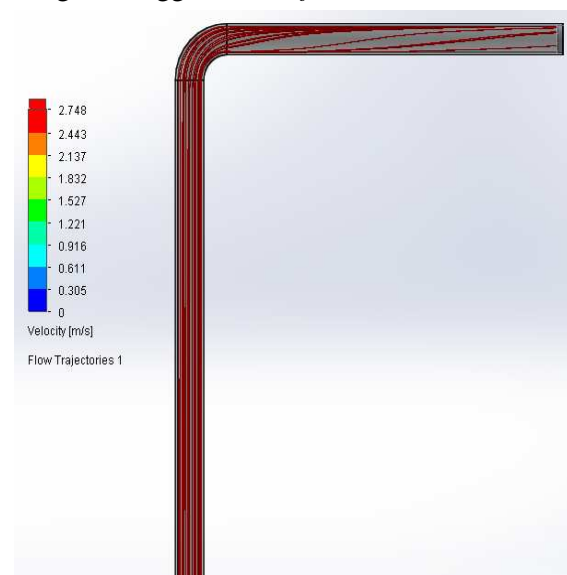
$$Q = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 6 \text{ " } \times 25,4 \text{ mm} = 152,4 \text{ mm} = 0,1524 \text{ m}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Vs1 &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{\pi 4 / x (D)^2} \\ &= \frac{0,05 \text{ m}^2/\text{s}}{\frac{13,4}{4} \times (0,1524 \text{ m})^2} \\ &= 2,74 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Analisa animasi kecepatan pada pipa hisap dengan menggunakan *sofwer solidworks 2013*.



Gambar 5. Simulasi kecepatan fluida pada pipa hisap Ø 6"

Kecepatan Aliran Pada Pipa Hisap Ø 6 "

$$Vs2 = \frac{Q}{A}$$

Dimana :

$$Q = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 6 \text{ " } \times 25,4 \text{ mm} = 152,4 \text{ mm} = 0,1524 \text{ m}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Vs2 &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{\pi 4 / x (D)^2} \\ &= \frac{0,05 \text{ m}^2/\text{s}}{\frac{13,4}{4} \times (0,1524 \text{ m})^2} \\ &= 2,74 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kecepatan Aliran Pada Pipa Hisap Ø 12 “

$$Vs3 = \frac{Q}{A}$$

Dimana :

$$Q = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 12 \text{ “} \times 25,4 \text{ mm} = 304,8 \text{ mm} = 0,3048 \text{ m}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Vs3 &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{\pi D^2 / 4} \\ &= \frac{0,05 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{13,4}{4} \times (0,3048 \text{ m})^2} \\ &= 0,6858 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kecepatan Aliran Pada Pipa Tekan Ø 8 “

$$Vs4 = \frac{Q}{A}$$

Dimana :

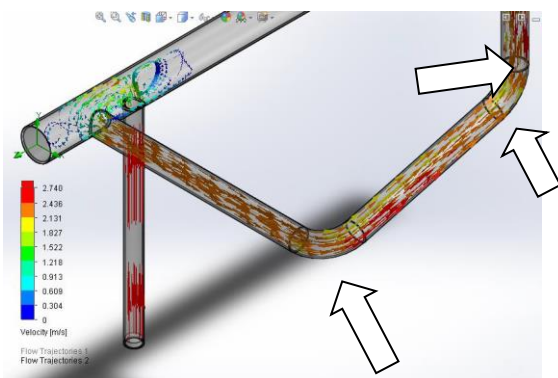
$$Q = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 8 \text{ “} \times 25,4 \text{ mm} = 203,2 \text{ mm} = 0,2032 \text{ m}$$

Maka :

$$\begin{aligned} Vs3 &= \frac{Q}{A} \\ &= \frac{Q}{\pi D^2 / 4} \\ &= \frac{0,05 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{13,4}{4} \times (0,2032 \text{ m})^2} \\ &= 1,54 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Analisa animasi kecepatan pada pipa tekan Ø 6”, Ø 8”, dan 12” dan dianggap valve terbuka 100 %



Gambar 6. Analisa kecepatan fluida pada pipa Ø 6”, Ø 12”, dan Ø 8”

Pada **gambar 6** bahwa pada masing – masing diameter perubahan kecepatan fluida sangat berbeda dilihat dari hasil perhitungan untuk Ø 6” = 2,74 ms/, dengan hasil warna merah, dan untuk Ø 12” = 0,68 ms/, dengan hasil warna campuran antara biru, hijau, kuning merah. Sedangkan untuk Ø 8” = 1,54 ms/ ditampilkan dengan warna campuran kuning dan merah.

Head Pompa

Head pompa sangat penting karena dengan diketahuinya head pompa tersebut, dapat merencanakan instalasi yang sesuai sehingga pompa dapat beroperasi dengan maksimal. Headlosses atau kerugian head merupakan kerugian – kerugian pada instalasi yang terdiri dari :

- a. Losses pada sisi hisap (Suction head)
 - b. Losses pada sisi tekan (Discharge head)
- Kerugian – kerugian tersebut meliputi :

1. losses mayor

Dimana kerugian head akibat fluida bergesekan , didalam saluran pipa dan factorm gesekan dapat dihitung berdasarkan dari jenis pipa yang dipakai dan harga Re (Bilangan Reynold untuk membantu menentukan jenis aliran dalam pipa).

2. Losses minor

Dimana kerugian head local (local head losses) seperti pemakaian katup, saringan dll[5].

Kerugian Head Pada Pipa Hisap

Kerugian head akibat gesekan dalam pipa

Kerugian pada pipa hisap ditentukan dengan rumus

$$Hg = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2)$$

Dimana :

- f = rugian gesek dalam pipa (dapat ditukan dengan bilangan reynold & diagram moody
- L = 17 m
- D = 6 “ = 0,1524 m
- V = 2,74 m / detik
- g = 9,81 m/detik²

Untuk mengetahui beberapa harga koefisien gesek yang terjadi di sepanjang pipa hisap,

maka dapat dicari dengan bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (3)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \nu &= \text{Viskositas kinematik} \\ &= 1.005 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{detik} \\ &(\text{Didapat dari table 1}) \end{aligned}$$

Tabel 1 Sifat air dan viskositas kinematik pada tekanan atmosfer

No	Suhu °C	Kekentalan Air N.s/m ²	Viskositas Kinematik m ² /dt
1	0.0	1,788 x 10 ⁻³	1.788 x 10 ⁻⁶
2	10.0	1,307 x 10 ⁻³	1.307 x 10 ⁻⁶
3	20.0	1,003 x 10 ⁻³	1.005 x 10 ⁻⁶
4	30.0	0,799 x 10 ⁻³	0.802 x 10 ⁻⁶
5	40.0	0,657 x 10 ⁻³	0.662 x 10 ⁻⁶
6	50.0	0,548 x 10 ⁻³	0.555 x 10 ⁻⁶
7	60.0	0,467 x 10 ⁻³	0.475 x 10 ⁻⁶
8	70.0	0,405 x 10 ⁻³	0.414 x 10 ⁻⁶
9	80.0	0,355 x 10 ⁻³	0.365 x 10 ⁻⁶
10	90.0	0,316 x 10 ⁻³	0.327 x 10 ⁻⁶
11	100.0	0,283 x 10 ⁻³	0.295 x 10 ⁻⁶

(Sumber: White, 1986:390)

Maka :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{v \cdot D}{\nu} \\ &= \frac{2,74 \text{ m/detik}}{1.005 \times 10^{-6}} \times \frac{0,1524 \text{ m}}{\text{m}^2/\text{detik}} \\ &= 41549 \text{ m (aliran yang terjadi dalam pipa hisap adalah turbulen)} \end{aligned}$$

Pipa yang berada pada menara PT. XXX (bowl) terbuat dari bahan jenis pipa galvanis dengan harga kekerasan E = 0,0005 in.ft. (Tabel 1)

$$\begin{aligned} E &= 0,0005 \times 304,8 \text{ mm} \\ &(\text{dikonversikan kedalam mm}) \\ &= 0,1524 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \frac{E}{D} &= \frac{0,1524 \text{ mm}}{152,4 \text{ mm}} \\ &= 0,001 \end{aligned}$$

Diagram mody untuk $Re = 4159$ dan $\frac{E}{D} = 0,001$ di dapat, factor gesek 0,025

$$Hg = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

$$\begin{aligned} &= 0,025 \cdot \frac{17 \text{ m}}{0,1524 \text{ m}} \cdot \frac{(2,74)^2 \text{ m}^2/\text{detik}^2}{2 \times 9,81 \text{ m}/\text{detik}^2} \\ &= 0,025 \cdot 1115,55 \cdot \frac{7,5}{19,62} \\ &= 0,025 \cdot 1115,55 \cdot 0,38 \\ &= 1,06 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian head pada katup isap dan saringan

$$H_{ks} = f \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (4)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} f &= \text{Koefisien gesek pada katup isap dan saringan} \\ &= 1,97 \text{ (dari table 5,3)} \\ V &= 2,97 \text{ m/detik} \\ g &= 9,81 \text{ m/detik}^2 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} H_{ks} &= 1,97 \times \frac{(2,74 \text{ m/detik})^2}{2 \times (9,81 \frac{\text{m}}{\text{detik}^2})} \\ &= 1,97 \times 0,3826 \text{ m} \\ &= 0,73 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian head pada sambungan pipa elbow 90°

$$H_{el} = f \times \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (5)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} f &= \text{Koefisien gesek pada katup isap dan saringan} \\ &= 0,75 \text{ (dari table 5,3)} \\ V &= 2,74 \text{ m/detik} \\ g &= 9,81 \text{ m/detik}^2 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} H_{el} &= 0,75 \times \frac{(2,74 \text{ m/detik})^2}{2 \times (9,81 \frac{\text{m}}{\text{detik}^2})} \\ &= 0,75 \times 0,3826 \text{ m} \\ &= 0,28 \text{ m} \end{aligned}$$

Kerugian head pada katup – kupu

Pada pipa isap disang sebuah katup cegah, kerugian pada katup ini adalah 0,16.

Tabel 2. Jenis – jenis katup dan koefisien geseknya

Diameter(mm)	100	150	200	250	300	400	500
Jenis katup							
Katup sorong	0.14	0.12	0.10	0.09	0.07	0	0
Katup kupu-kupu	0.6 – 0.16						
Katup putar	0.09 – 0.026						
Katup cegah jenis ayun			1.2	1.15	1.1	1.0	0.98
Katup cegah tutup jenis takanan			1.2	1.15	1.1	0.9	0.8
Katup cegah jenis angkat bebas	1.44	1.39	1.34	1.3	1.2		
Katup cegah tutup cepat jenis pegas	7.3	6.6	5.9	5.3	4.6		
Katup isap dengan saringan	1.97	1.91	1.84	1.78	1.72		

Sumber: Ir. Sularso, 1983, hal. 39

Tabel 3. Sifat fisik air (air di bawah 1 atm dan air jernih di atas 100°C)

Temperature (°C)	Kerapatan (kg/l)	Viskositas Kinematik (m ² /s)	Tekanan uap Jenuh (kgf/cm ²)
0	0.9998	1,792 x 10 ⁻⁶	0.00623
5	1.0000	1,520	0.00889
10	0.9998	1,307	0.01251
20	0.9983	1.004	0.02383
30	0.9957	0.801	0.04325
40	0.9923	0.658	0.07520
50	0.9880	0.554	0.12578
60	0.9832	0.475	0.20313
70	0.9777	0.413	0.3178
80	0.9716	0.365	0.4829
90	0.9652	0.326	0.7149
100	0.9581	0.295	1.0332
120	0.9431	0.244	2.0246
140	0.9261	0.211	3.685
160	0.9073	0.186	6.303
180	0.8869	0.168	10.224

Catatan : 1 atm = 101,3 kPa = 76 cmHg 1 kgf/cm² = 98,1 kPa

Sumber : Sularso dan Haruo Tahara, pompa dan kompresor pemilihan, pemakaian dan pemeliharaan

$$H_{kc} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

f = Koefisien gesek pada katup isap dan saringan

= 0,16 (dari table 5,4)

V = 2,74 m/detik

g = 9,81 m/detik²

Maka :

$$H_{el} = 0,16 \times \frac{(2,74 \text{ m/detik})^2}{2 \times (9,81 \frac{\text{m}}{\text{detik}^2})}$$

$$= 0,16 \times 0,3826 \text{ m}$$

$$= 0,06 \text{ m}$$

Jadi total kerugian head pada pipa hisap adalah:

$$H_{stotal} = H_g + H_{ks} + H_{el} + H_{kc}$$

$$= 1,06 \text{ m} + 0,73 \text{ m} + 0,28 \text{ m} + 0,06 \text{ m}$$

$$= 2,13 \text{ m}$$

Kerugian Head pada Pipa Tekan**Kerugian akibat gesekan dalam pipa tekan Ø 6 “**

$$H_{gs1} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

f = Koefisien gesek dalam pipa (dapat ditentukan dengan bilangan reynold & diagram moody)

L = 2,27 m

D = 6 “ = 152,4 mm

= 0,1524 m

V = 2,74 m/detik

g = 9,81 m/detik²

Untuk mengetahui beberapa harga koefisien gesek yang terjadi di sepanjang 2, 27 m pipa tekan dengan Ø6 “, maka dapat dicari dengan bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Dimana :

ν = Viskositas kinematik

= 1.005 x 10⁻⁶ m²/detik

(Didapat dari table 5.1)

Maka :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

$$= \frac{2,74 \text{ m/detik}}{1.005 \times 10^{-6}} \times \frac{0,1524 \text{ m}}{\text{m}^2/\text{detik}}$$

$$= 41549 \text{ m (aliran yang terjadi dalam pipa hisap adalah turbulen)}$$

Pipa yang berada pada menara PT. XXX (bowl) terbuat dari bahan jenis pipa galvanis dengan harga kekerasan E = 0,0005 in.ft. (Tabel 2)

E = 0,0005 x 304,8 mm (dikonversikan kedalam mm)

= 0,1524 mm

Dimana :

$$\frac{E}{D} = \frac{0,1524 \text{ mm}}{152,4 \text{ mm}}$$

$$= 0,001$$

Diagram mody untuk Re = 4159 dan $\frac{E}{D} = 0,001$

di dapat, factor gesek 0,025

$$H_{gs1} = f \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,025 \cdot \frac{2,27 \text{ m}}{0,1524 \text{ m}} \cdot \frac{(2,74)^2 \text{ m}^2/\text{detik}^2}{2 \times 9,81 \text{ m}/\text{detik}^2} \\
 &= 0,025 \cdot 14,89 \cdot \frac{7,5}{19,62} \\
 &= 0,025 \cdot 14,89 \cdot 0,38 \\
 &= 0,143 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Kerugian akibat gesekan dalam pipa tekan Ø 12"

$$H_{gs2} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

f = Koefisien gesek dalam pipa
(dapat ditentukan dengan bilangan reynold & diagram moody)

$$\begin{aligned}
 L &= 0,7 \text{ m} \\
 D &= 12 \text{ " } = 304,8 \text{ mm} \\
 &= 0,3048 \text{ m} \\
 V &= 0,6858 \text{ m}^2/\text{detik} \\
 g &= 9,81 \text{ m}^2/\text{detik}^2
 \end{aligned}$$

Untuk mengetahui beberapa harga koefisien gesek yang terjadi di sepanjang 0,7 m pipa tekan dengan Ø12 " , maka dapat dicari dengan bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 \nu &= \text{Viskositas kinematik} \\
 &= 1.005 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{detik}
 \end{aligned}$$

(Didapat dari table 5.1)

Maka :

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{v \cdot D}{\nu} \\
 &= \frac{0,6858 \text{ m}/\text{detik}}{1.005 \times 10^{-6}} \times \frac{0,3048 \text{ m}}{\text{m}^2/\text{detik}} \\
 &= 20796 \text{ m (aliran yang terjadi dalam pipa hisap adalah turbulen)}
 \end{aligned}$$

Pipa yang berada pada menara PT.XXX (bowl) terbuat dari bahan jenis pipa galvanis dengan harga kekerasan $E = 0,0005 \text{ in.ft.}$ (Tabel 2)

$$\begin{aligned}
 E &= 0,0005 \times 304,8 \text{ mm} \\
 &\text{(dikonversikan)} \\
 &\text{kedalam mm)}
 \end{aligned}$$

$$= 0,1524 \text{ mm}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 \frac{E}{D} &= \frac{0,1524 \text{ mm}}{304,8 \text{ mm}} \\
 &= 0,0005
 \end{aligned}$$

Diagram moody untuk $Re = 20796$ dan $\frac{E}{D} = 0,0005$ di dapat, factor gesek 0,027

$$\begin{aligned}
 H_{gs2} &= f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \\
 &= 0,027 \cdot \frac{0,7 \text{ m}}{0,3048 \text{ m}} \cdot \frac{(0,6858)^2 \text{ m}^2/\text{detik}^2}{2 \times 9,81 \text{ m}/\text{detik}^2}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,027 \cdot 2,29 \cdot \frac{0,48}{19,62} \\
 &= 0,027 \cdot 2,29 \cdot 0,23 \\
 &= 0,0142 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Kerugian akibat gesekan dalam pipa tekan Ø 8"

$$H_{gs3} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

Dimana :

f = Koefisien gesek dalam pipa
(dapat ditentukan dengan bilangan reynold & diagram moody)

$$\begin{aligned}
 L &= 58,5 \text{ m} \\
 D &= 8 \text{ " } = 203,2 \text{ mm} \\
 &= 0,2032 \text{ m} \\
 V &= 1,543 \text{ m}^2/\text{detik} \\
 g &= 9,81 \text{ m}^2/\text{detik}^2
 \end{aligned}$$

Untuk mengetahui beberapa harga koefisien gesek yang terjadi di sepanjang 58,8 m pipa tekan dengan Ø8 " , maka dapat dicari dengan bilangan Reynold (Re)

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 \nu &= \text{Viskositas kinematik} \\
 &= 1.005 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{detik}
 \end{aligned}$$

(Didapat dari table 5.1)

Maka :

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{v \cdot D}{\nu} \\
 &= \frac{1,54 \text{ m}/\text{detik}}{1.005 \times 10^{-6}} \times \frac{0,2032 \text{ m}}{\text{m}^2/\text{detik}} \\
 &= 31144 \text{ m (aliran yang terjadi dalam pipa hisap adalah turbulen)}
 \end{aligned}$$

Pipa yang berada pada menara PT. XXX (bowl) terbuat dari bahan jenis pipa galvanis

dengan harga kekerasan $E = 0,0005 \text{ in.ft.}$
(Tabel 2)

$$\begin{aligned} E &= 0,0005 \times 304,8 \text{ mm} \\ (\text{dikonversikan} \\ &\text{kedalam mm}) \\ &= 0,1524 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dimana :

$$\frac{E}{D} = \frac{0,1524 \text{ mm}}{203,2 \text{ mm}} = 0,0075$$

Diagram mody untuk $Re = 31144$ dan $\frac{E}{D}$
 $= 0,0075$ di dapat, factor gesek $0,039$

$$\begin{aligned} H_{gs2} &= f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \\ &= 0,039 \cdot \frac{58,5 \text{ m}}{0,2032 \text{ m}} \cdot \frac{(1,54)^2 \text{ m/detik}^2}{2 \times 9,81 \text{ m/detik}^2} \\ &= 0,039 \cdot 287,89 \cdot \frac{2,37}{19,62} \\ &= 0,039 \cdot 287,89 \cdot 0,12 \\ &= 1,35 \text{ m} \end{aligned}$$

Jadi total kerugian akibat gesekan adalah:

$$\begin{aligned} H_{gs \text{ total}} &= H_{gs1} + H_{gs2} + H_{gs3} \\ &= 0,143 \text{ m} + 0,1 \text{ m} + 1,35 \text{ m} \\ &= 1,5 \text{ m} \end{aligned}$$

Head kecepatan keluar

Head kecepatan keluar ditentukan dengan persamaan :

$$H_{kk} = \frac{v^2}{2g}$$

Dimana pada pipa yang berada di menara PT. XXX berbeda ukurannya maka dicari terlebih dahulu K_{kk} Masing-masing diameter :

1. Mencari H_{kk1} Untuk $\varnothing 6$ “
 $V = 2,74 \text{ m/detik}$
 $H_{kk1} = 0,3826 \text{ m}$
2. Mencari H_{kk2} Untuk $\varnothing 12$ “
 $V = 0,6858 \text{ m/detik}$
 $H_{kk2} = 0,0239 \text{ m}$
3. Mencari H_{kk3} Untuk $\varnothing 8$ “
 $V = 1,54 \text{ m/detik}$
 $H_{kk3} = 0,121 \text{ m}$

Jadi total kecepatan keluar (H_{kk}) adalah:

$$\begin{aligned} H_{kk} &= H_{kk1} + H_{kk2} + H_{kk3} \\ &= 0,3826 \text{ m} + 0,0239 \text{ m} + 0,121 \text{ m} \end{aligned}$$

$$= 0,5275 \text{ m}$$

Kerugian atau hambatan pada elbow (90°)

1. Kerugian head pada elbow 90° untuk $\varnothing 6$ ”

$$H_{s1} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$$f = 0,75 \text{ (didapat dari table 5.3)}$$

$$v = 1,543 \text{ m/detik}$$

$$g = 9,81 \text{ m/detik}^2$$

$$\begin{aligned} H_{s1} &= f \times \frac{v^2}{2g} \\ &= 0,75 \times \frac{(2,74)^2 \text{ m/detik}^2}{2 \times 9,81 \text{ m/detik}^2} \\ &= 0,75 \times 0,3826 \text{ m} \\ &= 0,29 \text{ m} \end{aligned}$$

2. Kerugian head pada elbow 90° untuk $\varnothing 12$ ”

$$H_{s1} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

Dimana:

$$f = 0,75 \text{ (didapat dari Tabel 2)}$$

$$v = 0,6858 \text{ m/detik}$$

$$g = 9,81 \text{ m/detik}^2$$

$$\begin{aligned} H_{s2} &= f \times \frac{v^2}{2g} \\ &= 0,75 \times \frac{(0,6858)^2 \text{ m/detik}^2}{2 \times 9,81 \text{ m/detik}^2} \\ &= 0,75 \times 0,24 \text{ m} \\ &= 0,18 \text{ m} \end{aligned}$$

3. Kerugian head pada elbow 90° untuk $\varnothing 8$ ”

$$H_{s3} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$$f = 0,75 \text{ (didapat dari Tabel)}$$

$$v = 1,54 \text{ m/detik}$$

$$g = 9,81 \text{ m/detik}^2$$

$$\begin{aligned} H_{s3} &= f \times \frac{v^2}{2g} \\ &= 0,75 \times \frac{(1,54)^2 \text{ m/detik}^2}{2 \times 9,81 \text{ m/detik}^2} \\ &= 0,75 \times 0,14 \text{ m} \\ &= 0,09 \text{ m} \end{aligned}$$

Dikarenakan untuk pipa tekan $\varnothing 6$ “ sepanjang 58,5 m terdapat 2 belokan maka untuk $H_{s3} \varnothing 8$ ” adalah :

$$\begin{aligned} H_{s3} \varnothing 8” &= 0,09 \times 2 \\ &= 0,18 \text{ m} \end{aligned}$$

Maka untuk total kerugian elbow 90°

sepanjang pipa tekan adalah

$$H_s \text{ total} = H_{s1} + H_{s2} + H_{s3}$$

$$= 0,29 \text{ m} + 0,18 \text{ m} + 0,18 \text{ m}$$

$$= 0,65 \text{ m}$$

Kerugian pada hambatan gate valve

1. Kerugian pada *gate valve* untuk Ø 6"

$$H_{t1} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$$f = 0,25 \text{ (didapat dari Tabel 2)}$$

$$v = 2,74 \text{ m/detik}$$

$$g = 9,81 \text{ m/detik}^2$$

$$H_{t1} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

$$= 0,25 \times \frac{(2,74)^2 \text{ m/detik}^2}{2 \times 9,81 \text{ m/detik}^2}$$

$$= 0,25 \times 0,24 \text{ m}$$

$$= 0,06 \text{ m}$$

Dikarenakan untuk pipa tekan Ø 6" sepanjang 2,27 m terdapat 2 *gate valve* maka untuk H_{t1} Ø 6" adalah :

$$H_{t1} \text{ Ø 6"} = 0,06 \times 2$$

$$= 0,12 \text{ m}$$

2. Kerugian pada *gate valve* untuk Ø 8"

$$H_{t2} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

Dimana :

$$f = 0,25 \text{ (didapat dari table 5.3)}$$

$$v = 1,54 \text{ m/detik}$$

$$g = 9,81 \text{ m/detik}^2$$

$$H_{t2} = f \times \frac{v^2}{2g}$$

$$= 0,25 \times \frac{(1,54)^2 \text{ m/detik}^2}{2 \times 9,81 \text{ m/detik}^2}$$

$$= 0,25 \times 0,12 \text{ m}$$

$$= 0,03 \text{ m}$$

Dikarenakan untuk pipa tekan Ø 8 " sepanjang 58,5 m terdapat 2 *Gate valve* maka untuk H_{t2} Ø 8" adalah :

$$H_{t2} \text{ Ø 8"} = 0,03 \times 2$$

$$= 0,06 \text{ m}$$

Maka untuk total gesek pada *gate valve* adalah :

$$H_t \text{ total} = H_{t1} + H_{t2}$$

$$= 0,12 \text{ m} + 0,06 \text{ m}$$

$$= 0,18 \text{ m}$$

Hasil perhitungan diatas maka total kerugian head pada pipa tekan adalah sebagai berikut:

$$H_d = H_{gs} \text{ Total} + H_{kk} \text{ Total} + H_s \text{ Total} + H_t \text{ Total}$$

$$= 1,5 \text{ m} + 0,53 \text{ m} + 0,65 \text{ m} + 0,18 \text{ m}$$

$$= 2,86 \text{ m}$$

Head Statis Pompa

Dalam hasil survei di lapangan tinggi permukaan fluida pada sisi masuk (suction height) sampai ke poros pompa 5 m dan tinggi angka pada sisi tekan (discharge height) 58,27 m, maka head statis pompa adalah 63,27 m. Jadi secara keseluruhan total head losses pada pompa adalah :

$$H_{is} = H_{isap} + H_{tekan} + H_{statis}$$

$$= 2,13 \text{ m} + 2,86 \text{ m} + 63,27 \text{ m}$$

$$= 2,86 \text{ m}$$

Putaran Spesifik Pompa

Putaran spesifik adalah putaran dari pompa yang sama geometrinya bila memindahkan fluida sebanyak 1 gpm. Dengan total head 1 ft pada efisiensi maksimum yang di simbolkan dengan (ns).

$$ns = n \times \frac{(Q)^{1/2}}{(H)^{3/4}}$$

dimana :

$$n = \text{Putaran pompa}$$

$$= 2900 \text{ rpm} \quad Q =$$

Kapasitas pompa

$$= 0,05 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$= 180 \text{ m}^3/\text{detik} \times 4,4$$

$$= 792 \text{ gpm}$$

$$H = 68,26 \text{ m}$$

$$= 68,26 \text{ m} \times 3,28 \text{ ft}$$

$$= 223,89 \text{ ft}$$

$$ns = n \times \frac{(Q)^{1/2}}{(H)^{3/4}}$$

$$= 2900 \times \frac{(792)^{1/2}}{(223,89)^{3/4}}$$

$$= 2900 \times \frac{28}{57,87}$$

$$= 2900 \times 0,48$$

$$= 1392$$

Net Positif Suction Head (NPSH)

NPSH yang diperlukan dapat ditentukan dengan persamaan

$$HSVN = \sigma \cdot HN$$

Dimana :

$$\sigma = \text{Koefisien kavitasi}$$

$$= 0,24$$

$$HN = \text{Head total pompa sepanjang pipa hisap (m)}$$

$$= 2,13 \text{ m}$$

Jawab :

$$\begin{aligned}\text{HSVN} &= \sigma \cdot \text{HN} \\ &= 0,24 \times 2,13 \\ &= 0,5 \text{ m}\end{aligned}$$

Pembuktian

$$\begin{aligned}\text{HSVN} &= [ns]^{4/3} Qn^{2/3} \\ &= [29001392]^{4/3} 0,05^{2/3} \\ &= 2,081,3 \cdot 0,050,6 \\ &= 2,6 \cdot 0,2 \\ &= 0,52 \text{ m} \\ &= \text{HSVNHN} \\ &= 0,52,13 \\ &= 0,23\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan didapat NPSH yang tersedia lebih besar dari pada NPSH yang diperlukan ($2,13 > 0,5$), sehingga pompa yang berada di menara PT. XXX dapat bekerja tanpa gangguan kavitasi.

KESIMPULAN

Berdasarkan pengamatan dan hasil analisis yang telah dilakukan dilapangan diperoleh kesimpulan diantaranya:

1. Nilai penurunan head losses pada pipa hisap adalah 2,13 m dan nilai head losses pada pipa tekan 2,86 m, Analisa dari simulasi hubungan antara tekanan dan kecepatan fluida adalah berbanding terbalik yang artinya apabila nilai tekanan rendah maka nilai kecepatan akan tinggi dan sebaliknya apabila nilai tekanan tinggi maka nilai kecepatan akan rendah.

2. Dari hasil perhitungan didapat NPSH yang tersedia lebih besar dari pada NPSH yang diperlukan ($2,13 > 0,5$), sehingga pompa yang berada di menara PT. XXX dapat bekerja aman dari gangguan kavitasi

UCAPAN TERIMA KASIH

Terimakasih saya ucapkan kepada Kemenristekdikti yang telah memberikan pendanaan pada penelitian saya pada skim Penelitian Dosen Pemula, dan LPPM UNSIKA yang telah memfasilitasi kami sehingga bisa mendapatkan pendanaan ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Anagnostopoulos, J.S., 2009. *A Fast Numerical Method for Flow Analysis and Blade Design in Centrifugal Pump*

Impellers. Computers & Fluids, pp.284–89.

- [2] Bacharoudis, E.C., Filios, A.E., Mentzos, M.D. & Margaris, D.P., 2008. *Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet*. The Open Mechanical Engineering Journal, pp.75-83.
- [3] Dietzel, Fritz. Turbin, Pompa dan Kompresor. Alih bahasa Dakso Sriyono, Erlangga, Jakarta, 1996.
- [4] Houlin, L. et al., 2010. *Effects of Blade Number on Characteristics of Centrifugal Pumps*. Chinese Journal of Mechanical Engineering, pp.1-6.
- [5] Perkins dan Reynolds, 1991. *Termodinamika Teknik Edisi kedua*. Terjemahan Filino Harahap. Jakarta : Penerbit Erlangga.
- [6] Singh, R.R. & Nataraj, 2012. *Parametric Study and Optimization of Centrifugal Pump Impeller by The Design Parameter Using Computational Fluid Dynamics: Part I*. Journal of Mechanical and Production Engineering, pp.87-97.
- [7] Thoharudin, Arif Setyo Nugroho, Stefanus Unjanto, 2014. *Optimasi Tinggi Tekan Dan Efisiensi Pompa Sentrifugal Dengan Perubahan Jumlah Sudu Impeler Dan Sudut Sudu Keluar Impeler (B2) Menggunakan Simulasi Computational Fluid Dynamics*. Prosiding Seminar Nasional Aplikasi Sains & Teknologi (SNAST) 2014 ISSN: 1979-911X Yogyakarta, 15 November 2014.
- [8] Tahara, Haruo. *Pompa dan Kompresor, pemilihan, pemakaian dan pemeliharaan*. Alih bahasa Sularso, PT. Pradnya Paramita, Jakarta, 2006
- [9] White, Frank, M, 1994. *Fluid Mechanics*, Mc Graw Hill, USA
- [10] Zhang, X.B., Yao, L, Chen, J.Y., Zhang, W., Xiong, W., 2014. *Prediction of the onset of flooding in an inclined tube at cryogenic temperatures*, Cryogenics 61, 98-106.